

JP2001012574

Biblio

Page 11

Drawing

esp@cenet

TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: JP2001012574

Publication date: 2001-01-16

Inventor(s): MORI HARUHITO; SUGIHARA ATSUSHI; HISAMURA HARUYOSHI; OSHITARI SHUNICHI; WATANABE JUN

Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD

Requested Patent: ☐ JP2001012574

Application Number: JP19990358439 19991217

Priority Number (s):

IPC Classification: F16H15/38

EC Classification:

Equivalents: JP3541764B2

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress a sliding from occurring at a contact part of an input/ output disc with a power roller and also reduce a variation in transmission ratio due to an increase of surface pressure or deformation by eccentric load by assuring a smooth parallel movement motion of the power roller even if a vertical power transmitting force acts on the power roller, while a power roller supporting structure supporting the power roller rotatably and movably in lateral direction is adopted.

SOLUTION: First roller bearings 96a, 96a supporting a pressing force 100 acting on a power roller in rotating axis direction and a pair of second roller bearings 96b, 96b supporting a power transmitting force acting on a power roller in a swing axis direction (vertical direction) crossed perpendicular to the rotating axis are disposed between an outer ring 94 and a power roller storing part 91 along the lateral direction of the power roller 18c.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

BEST AVAILABLE COPY

POINTM-10708-01

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-12574

(P2001-12574A)

(43) 公開日 平成13年1月16日 (2001.1.16)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 15/38

識別記号

F I

F 1 6 H 15/38

テーマコード (参考)

3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願平11-358439

(22) 出願日 平成11年12月17日 (1999. 12. 17)

(31) 優先権主張番号 特願平11-123619

(32) 優先日 平成11年4月30日 (1999. 4. 30)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 森 春仁

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(72) 発明者 杉原 淳

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(74) 代理人 100105153

弁理士 朝倉 悟 (外1名)

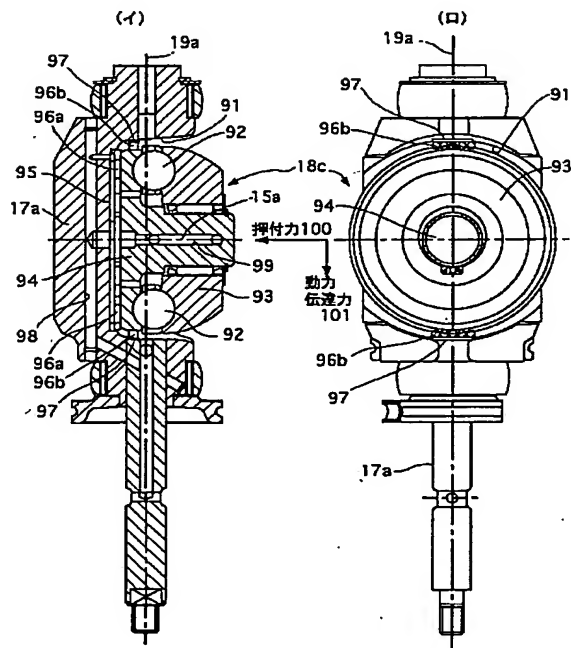
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 パワーローラを回転、平行移動可能に支持するパワーローラ支持構造としながら、パワーローラに上下方向の動力伝達力が作用しても円滑なパワーローラの平行移動運動を確保することで、入出力ディスクとパワーローラとの接触部で滑り等が発生することを抑制できると共に、偏荷重による面圧増大や、変形に伴う変速比の変化を減少させることができるトロイダル型無段変速機を提供すること。

【解決手段】 外輪94とパワーローラ収納部91との間に、パワーローラ回転軸線方向（前後方向）に作用する押付力100を支える第一ころ軸受96a、96aと、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向（上下方向）に作用する動力伝達力101を支える一対の第二ころ軸受96b、96bを、それぞれパワーローラ18cの左右方向に沿って配置した。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、

これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挟圧したパワーローラと、

該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、入出力ディスクの回転軸方向（以下、左右方向）に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、

前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挟圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、

前記外輪と前記パワーローラ収納部との間に、パワーローラ回転軸線方向（以下、前後方向）に作用する押付力を支える第一の軸受と、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向（以下、上下方向）に作用する動力伝達力を支える一対の第二の軸受を、それぞれパワーローラの左右方向に沿って配置したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 2】 請求項 1 記載のトロイダル型無段変速機において、

前記外輪の形状を、外周面の上下部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状とし、かつ、前記パワーローラ収納部の形状を、パワーローラ収納部のうち前記平面部と対向する部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状とし、前記第二の軸受を、2 組の対向する平面部間に配置したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 3】 同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、

これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挟圧したパワーローラと、

該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、左右方向に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、

前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挟圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、

前記外輪と前記パワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に、前後方向に作用する押付力と上下方向に作用する動力伝達力の両方を支える一対の共通の軸受を、パワーローラの左右方向に沿って傾斜配置したことを特徴とするトロイダル型無

段変速機。

【請求項 4】 請求項 3 記載のトロイダル型無段変速機において、

前記外輪の形状を、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に左右方向に延びる傾斜平面部を持つ形状とし、かつ、前記パワーローラ収納部の形状を、パワーローラ収納部のうち前記傾斜平面部と対向する部分に左右方向に延びる傾斜平面部を持つ形状とし、

前記共通の軸受を、2 組の対向する傾斜平面部間に配置したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 5】 同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、

これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挟圧したパワーローラと、

該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、左右方向に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、

前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挟圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、

前記外輪と前記パワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸に近い上下位置に、前後方向に作用する押付力と上下方向に作用する動力伝達力の両方を支える一対の共通の軸受を、パワーローラの左右方向に沿って傾斜配置したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 6】 請求項 3 乃至請求項 5 記載のトロイダル型無段変速機において、

前記玉軸受の内輪軌道との接触点と外輪軌道との接触点とを結ぶ接触線を、パワーローラの内輪に作用するラジアル荷重を玉軸受で受け持つように前後方向からずらした傾斜設定とし、

前記パワーローラの内輪を、軸部貫通穴を有さない中実内輪としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 7】 請求項 6 記載のトロイダル型無段変速機において、

前記中実内輪を、前後方向の厚みを増し、入出力ディスクに接触する球面部の面積を拡大したドーム形状としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 8】 請求項 6 または請求項 7 記載のトロイダル型無段変速機において、

前記中実内輪と外輪との間に潤滑油溜めを設け、前記パワーローラ支持部材から第 1 潤滑油供給管及び外輪軸心油路を介して供給される潤滑油を、潤滑油溜めを経由して玉軸受に導く潤滑構造としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項9】 請求項8記載のトロイダル型無段変速機において、

前記中実内輪に形成した油溜め凹部と前記外輪に形成した油溜め凸部との間の空間を、潤滑油溜めとしたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項10】 請求項8または請求項9記載のトロイダル型無段変速機において、

前記外輪軸心油路を、前後方向に対して傾斜角を持たせた外輪傾斜油路としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項11】 請求項8ないし請求項10記載のトロイダル型無段変速機において、

前記潤滑油溜めに、玉軸受の負荷の大きな領域に潤滑油を導く潤滑油案内構造を設けたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項12】 請求項8記載のトロイダル型無段変速機において、

前記中実内輪に形成した油溜め凹部を有する潤滑油溜めに潤滑油を導く外輪軸心油路に、その開口端が油溜め凹部に近接する第2潤滑油供給管を設けたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両等に適用されるトロイダル型無段変速機の技術分野に属する。

【0002】

【従来の技術】自動車用無段変速機は、その滑らかさ、運転のしやすさ及び燃費向上の期待もあって近年研究開発が進められている。既にVベルト式については実用化に至っている。その一方で、Vベルトに比べて大容量かつ応答性のよいCVTが求められている。この可能性を達成するものとして、油膜のせん断によって動力を伝達するトラクションドライブ式トロイダル型無段変速機

(以下、トロイダル型CVT)が知られている。トロイダル型CVTは、その形状から、フルトロイダル型とハーフトロイダル型に分類できる。両型のうち、フルトロイダル型CVTでは、パワーローラにスラスト力がかからない。一方、ハーフトロイダル型CVTでは、パワーローラにスラスト力がかかり、この力を受けるためにベアリングを必要とする。このベアリング性能が効率に大きな影響を及ぼす。しかしながら、ハーフトロイダル型CVTは、ディスクとパワーローラとの2つの接触点に引いた接線が交点を持ち、その交点の軌跡が全変速範囲において回転軸の近傍にあることから、スピン損失がフルトロイダル型CVTに比べて小さく、これらの得失を考えてハーフトロイダル型CVTが選択され、研究開発が進められている。

【0003】このハーフトロイダル型CVTの変速動作は、パワーローラ支持部材(以下、トラニオンという)にパワーローラ回転軸とディスク回転軸に垂直な方向に

僅かな変位を与えることによってサイドスリップ力を発生し、傾転力を得る機構になっている。

【0004】上記のように、トロイダル型CVTの入出力ディスク間に動力伝達可能に挟圧されるパワーローラは、例えば、特開平6-129509号公報に記載されているように、ビボットシャフトを介してトラニオンに支持されている。

【0005】しかしながら、このビボットシャフトは、相互に偏心した両端部を持ち、一端部側にパワーローラを回転自在に支持すると共に、他端部側にトラニオンを回転自在に支持し、他端周りにパワーローラを揺動可能とする偏心した形状の軸部材であるため、揺動運動によりパワーローラが左右方向に移動すると上下方向にも変位してしまうという問題や、加工が難しく部品コストが高いという問題や、支持強度を確保するにはトラニオンが大型化、重量化するという問題がある。

【0006】そこで、この問題を解決するべく、例えば、特開平7-198014号公報において、図18に示すように、トラニオン38に、入出力ディスクの回転方向に配置したパワーローラ収納部91が形成され、パワーローラ35がトラニオン38のパワーローラ収納部91で平行移動可能に支持することで、ビボットシャフトを省略したパワーローラ支持構造が提案されている。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来のトロイダル型無段変速機のパワーローラ支持構造にあっては、動力伝達に伴いパワーローラ35に作用する上下方向の動力伝達力を、トラニオンのパワーローラ収納部内壁91aで受ける構造となっていたため、上記上下方向の動力伝達力が作用した際、パワーローラ35とトラニオン38のパワーローラ収納部内壁91aとが互いに圧接摺動し、摺動抵抗が大きく円滑なパワーローラ35の平行移動運動を妨げるという問題点があった。

【0008】本発明が解決しようとする課題は、軽量、コンパクトであるビボットシャフトレスのパワーローラ支持構造としながら、パワーローラに上下方向の動力伝達力が作用しても円滑なパワーローラの平行移動運動を確保することで、入出力ディスクとパワーローラとの接触部で滑り等が発生することを抑制できると共に、偏荷重による面圧増大や、変形に伴う変速比の変化を減少させることができるトロイダル型無段変速機を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1記載の発明では、同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挟圧したパワーローラと、該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、左右方向に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材

とを備え、前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挾圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、前記外輪と前記パワーローラ収納部との間に、前後方向に作用する押付力を支える第一ころ軸受と、上下方向に作用する動力伝達力を支える一対の第二ころ軸受を、それぞれパワーローラの左右方向に沿って配置したことを特徴とする。

【0010】請求項2記載の発明では、請求項1記載のトロイダル型無段変速機において、前記外輪の形状を、外周面の上下部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状とし、かつ、前記パワーローラ収納部の形状を、パワーローラ収納部のうち前記平面部と対向する部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状とし、前記第二ころ軸受を、2組の対向する平面部間に配置したことを特徴とする。

【0011】請求項3記載の発明では、同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挾圧したパワーローラと、該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、左右方向に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挾圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、前記外輪と前記パワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に、前後方向に作用する押付力と上下方向に作用する動力伝達力の両方を支える一対の共通ころ軸受を、パワーローラの左右方向に沿って傾斜配置したことを特徴とする。

【0012】請求項4記載の発明では、請求項3記載のトロイダル型無段変速機において、前記外輪の形状を、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に左右方向に延びる傾斜平面部を持つ形状とし、かつ、前記パワーローラ収納部の形状を、パワーローラ収納部のうち前記傾斜平面部と対向する部分に左右方向に延びる傾斜平面部を持つ形状とし、前記共通ころ軸受を、2組の対向する傾斜平面部間に配置したことを特徴とする。

【0013】請求項5記載の発明では、同軸に対向配置された入力ディスク及び出力ディスクと、これら入出力ディスク間に動力伝達可能に挾圧したパワーローラと、該パワーローラを、パワーローラ収納部に対し、回転自在で、かつ、左右方向に沿って平行移動可能に支持しつつ、パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線の周りに傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挾圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、前記外輪と前記パワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸に近い上下位置に、前後方向に作用する押付力と上下方向に作用する動力伝達力の両方を支える一対の共通ころ軸受を、パワーローラの左右方向に沿って傾斜配置したことを特徴とする。

に傾転可能なパワーローラ支持部材とを備え、前記パワーローラを、入出力ディスクに摩擦接触する内輪と、該内輪を回転可能に支持する外輪と、前記内輪と外輪との間に介装された玉軸受とを有して構成し、前記挾圧に伴い入出力ディスクから前記内輪に入力される接触荷重を、玉軸受を介して外輪により受け止めるトロイダル型無段変速機において、前記外輪と前記パワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸に近い上下位置に、前後方向に作用する押付力と上下方向に作用する動力伝達力の両方を支える一対の共通ころ軸受を、パワーローラの左右方向に沿って傾斜配置したことを特徴とする。

【0014】請求項6記載の発明では、請求項3乃至請求項5記載のトロイダル型無段変速機において、前記玉軸受の内輪軌道との接触点と外輪軌道との接触点とを結ぶ接触線を、パワーローラの内輪に作用するラジアル荷重を玉軸受で受け持つように前後方向からずらした傾斜設定とし、前記パワーローラの内輪を、軸部貫通穴を有さない中実内輪としたことを特徴とする。

【0015】請求項7記載の発明では、請求項6記載のトロイダル型無段変速機において、前記中実内輪を、前後方向の厚みを増し、入出力ディスクに接触する球面部の面積を拡大したドーム形状としたことを特徴とする。

【0016】請求項8記載の発明では、請求項6または請求項7記載のトロイダル型無段変速機において、前記中実内輪と外輪との間に潤滑油溜めを設け、前記パワーローラ支持部材から第1潤滑油供給管及び外輪軸心油路を介して供給される潤滑油を、潤滑油溜めを経由して玉軸受に導く潤滑構造としたことを特徴とする。

【0017】請求項9記載の発明では、請求項8記載のトロイダル型無段変速機において、前記中実内輪に形成した油溜め凹部と前記外輪に形成した油溜め凸部との間の空間を、潤滑油溜めとしたことを特徴とする。

【0018】請求項10記載の発明では、請求項8または請求項9記載のトロイダル型無段変速機において、前記外輪軸心油路を、前後方向に対して傾斜角を持たせた外輪傾斜油路としたことを特徴とする。

【0019】請求項11記載の発明では、請求項8ないし請求項10記載のトロイダル型無段変速機において、前記潤滑油溜めに、玉軸受の負荷の大きな領域に潤滑油を導く潤滑油案内構造を設けたことを特徴とする。

【0020】請求項12記載の発明では、請求項8記載のトロイダル型無段変速機において、前記中実内輪に形成した油溜め凹部を有する潤滑油溜めに潤滑油を導く外輪軸心油路に、その開口端が油溜め凹部に近接する第2潤滑油供給管を設けたことを特徴とする。

【0021】

【発明の作用および効果】請求項1記載の発明では、動力伝達時、挾圧に伴い入出力ディスクからパワーローラの内輪に入力される接触荷重は、玉軸受を介して外輪に

より受け止められる。そして、外輪とパワーローラ収納部との間に配置された第一ころ軸受により、パワーローラの前後方向に作用する押付力が支えられる。さらに、外輪とパワーローラ収納部との間に配置された一对の第二ころ軸受により、パワーローラの上下方向に作用する動力伝達力が支えられる。よって、パワーローラに上下方向の動力伝達力が作用しても第二ころ軸受によりこの荷重が支えられ、上下荷重と同時に、パワーローラに対し左右方向の荷重が作用しても、第二ころ軸受が転がりながらの低い転がり抵抗によりパワーローラが左右方向へ移動する。つまり、パワーローラに上下方向の動力伝達力が作用しても左右方向への円滑なパワーローラの平行移動運動が確保される。この結果、入出力ディスクの変形や、組立時に発生し得るミスアライメントが生じた際に、これらの位置ずれを吸収するための、パワーローラの左右方向の平行移動を円滑に行うことが可能となり、パワーローラに対して、入力ディスク側から作用する押付力と、出力ディスク側から作用する押付力を均等に保ち、入出力ディスクとパワーローラとの接触部での滑り等が発生することを抑制できる。また、パワーローラ支持部材にパワーローラを支持するためのピボットシャフトを保持するための構造を設ける必要がないため、パワーローラ支持部材の応力増加を防止でき、かつ、剛性も向上し、変形を抑制できる。そのため、入出力ディスクとパワーローラとの接触位置が設計値から大きくずれることが無くなり、偏荷重による面圧増大や、変形に伴う変速比の変化を減少させることができるという効果が得られる。

【0022】請求項2記載の発明では、外周面の上下部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状の外輪と、この平面部と対向する部分に左右方向に延びる平面部を持つ形状のパワーローラ収納部とにより、2組の対向する平面部が形成され、この2組の対向する平面部間に第二ころ軸受が配置される。よって、請求項1記載の発明の効果に加え、対向する平面部の左右方向長を延ばした分、第二ころ軸受の本数を増加することが可能となり、第二ころ軸受の本数を増加することにより、動力伝達力（上下方向荷重）に対する容量が増加するという効果が得られる。

【0023】請求項3記載の発明では、動力伝達時、挟圧に伴い入出力ディスクからパワーローラの内輪に入力される接触荷重は、玉軸受を介して外輪により受け止められる。そして、外輪とパワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に傾斜配置された一对の共通ころ軸受により、パワーローラの前

へ移動し、円滑なパワーローラの平行移動運動が確保され、請求項1記載の発明と同様の効果が得られる。加えて、上下方向の動力伝達力を支える第二ころ軸受の隙間管理をする必要が無くなると共に、部品点数が削減される。さらには、パワーローラ支持部材に作用する荷重の作用点が、パワーローラ収納部の平面部でなく、両端部になることにより、パワーローラ支持部材の変形を減少させることができるという効果が得られる。

【0024】請求項4記載の発明では、パワーローラ回転軸から離れた上下位置に左右方向に延びる傾斜平面部を持つ外輪と、この傾斜平面部と対向する部分に左右方向に延びる傾斜平面部を持つパワーローラ収納部とにより、2組の対向する傾斜平面部が形成され、この2組の対向する傾斜平面部間に共通ころ軸受が配置される。よって、請求項3記載の発明の効果に加え、対向する傾斜平面部の左右方向長を延ばした分、共通ころ軸受の本数を増加することが可能となり、共通ころ軸受の本数を増加することで、押付力及び動力伝達力に対する支持容量が増加するという効果が得られる。

【0025】請求項5記載の発明では、動力伝達時、挟圧に伴い入出力ディスクからパワーローラの内輪に入力される接触荷重は、玉軸受を介して外輪により受け止められる。そして、外輪とパワーローラ収納部との間であって、パワーローラ回転軸に近い上下位置に傾斜配置された一对の共通ころ軸受により、パワーローラの前

後方向に作用する押付力と、パワーローラの上下方向に作用する動力伝達力が共に支えられる。よって、パワーローラに対し上下方向の動力伝達力が作用しているときに左右方向の荷重が作用しても、共通ころ軸受が転がりながらの低い転がり抵抗によりパワーローラが左右方向へ移動し、円滑なパワーローラの平行移動運動が確保され、請求項1記載の発明と同様の効果が得られる。加えて、請求項3記載の発明と同様に、上下方向の動力伝達力を支える第二ころ軸受の隙間管理をする必要が無くなると共に、部品点数が削減される。さらには、パワーローラの内輪と外輪との間に配置される玉軸受の、外輪側の溝背面に、肉厚を確保することが可能となり、パワーローラの玉軸受の耐久性が向上するという効果が得られる。

【0026】請求項6記載の発明では、一对の共通ころ軸受を採用したことにより請求項3～請求項5記載の発明と同様の効果を得ることが可能である。加えて、玉軸受の内輪軌道との接触点と外輪軌道との接触点とを結ぶ接触線を、パワーローラの内輪に作用するラジアル荷重を玉軸受で受け持つように前後方向からずらした傾斜設定としたことで、パワーローラ内輪が、軸部貫通穴を有さない中実内輪とされる。このため、内輪の強度耐久性が大幅に向上すると共に、パワーローラ内輪を中実内輪とすることで内輪の変形が抑制されるため、パワーローラの中実内輪と外輪との間に配置される玉軸受の耐久性が向上する。

【0027】請求項7記載の発明では、ワッシャとスナップリングを設けるための平面部を確保する必要がないことに伴い、中実内輪の前後方向の厚みを増し、中実内輪が入出力ディスクに接触する球面部の面積を拡大したドーム形状とされる。よって、内輪単体としての強度耐久性が向上すると共に、入出力ディスクとの挟圧によるパワーローラの変形が小さく抑えられるため、パワーローラの中実内輪と外輪との間に配設される玉軸受の耐久性を向上させることができる。

【0028】請求項8記載の発明では、玉軸受の潤滑に際し、パワーローラ支持部材から第1潤滑油供給管及び外輪軸心油路を介して供給される潤滑油が、中実内輪と外輪との間に設けられた潤滑油溜めを経由して玉軸受に導かれる。よって、十分な油量を確保しながら潤滑油が効果的に玉軸受に導かれるため、パワーローラの中実内輪と外輪との間に配設される玉軸受の耐久性を向上させることができる。

【0029】請求項9記載の発明では、中実内輪に形成した油溜め凹部と外輪に形成した油溜め凸部との間の空間が、潤滑油溜めとされる。よって、パワーローラ外輪の剛性が向上することによりパワーローラの変形が小さく抑えられるため、パワーローラの中実内輪と外輪との間に配設される玉軸受の耐久性を向上させることができる。

【0030】請求項10記載の発明では、潤滑油の供給圧力（供給流量）が十分でない場合でも、外輪傾斜油路の傾斜方向を、ユニット下側に向けることにより重力を利用した潤滑油の供給が可能である。よって、潤滑油の供給圧力が十分でなかったり、温度により潤滑油の粘性が高い場合でも、確実に玉軸受に潤滑油を供給することができる。

【0031】請求項11記載の発明では、パワーローラ支持部材からの潤滑油は、潤滑油溜めに設けられた潤滑油案内構造を介して、玉軸受の負荷の大きな領域（動力伝達力を受ける上下方向と、押付力を受ける左右方向）に潤滑油が導かれる。よって、必要油量の多少に応じた潤滑油の分配により、パワーローラの中実内輪と外輪との間に配設される玉軸受の耐久性をさらに向上させることができる。

【0032】請求項12記載の発明では、玉軸受の潤滑に際し、パワーローラ支持部材から第1潤滑油供給管及び第2潤滑油供給管を介し、第2潤滑油供給管の開口端に近接する中実内輪の油溜め凹部に向かって潤滑油が供給され、油溜め凹部の内面に沿って潤滑油が確実にパワーローラの中実内輪に供給される。よって、中実内輪の回転に伴い、潤滑油をパワーローラの中実内輪と外輪との間に配設される玉軸受全体に確実に供給することができる。

【0033】

【発明の実施の形態】（実施の形態1）実施の形態1は

請求項1に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0034】[全体構成について]図2は実施の形態1のトロイダル型無段変速機を示す全体構成図で、10はトロイダル型無段変速機を示し、図外のエンジンからの回転駆動力がトルクコンバータ12を介して入力される。トルクコンバータ12は、ポンプインペラ12a、タービンランナ12b、ステータ12c、ロックアップクラッチ12d、アブライ側油室12e、及びリリース側油室12f等からなり、その中心部をインプットシャフト14が貫通している。

【0035】前記インプットシャフト14は、前後進切換機構36と連結され、該機構36は、遊星歯車機構42、前進用クラッチ44及び後進用ブレーキ46などを備える。遊星歯車機構42は、ダブルピニオンを支持するピニオンキャリア42aとダブルピニオンの夫々と噛合するリングギヤ42b、サンギヤ42cを有してなる。

【0036】前記遊星歯車機構42のピニオンキャリア42aはトルク伝達軸16に連結され、該トルク伝達軸16には、第一無段変速機構18及び第二無段変速機構20が変速機ケース22内の下流側にタンデム配置される（デュアルキャビティ型）。尚、符号64で示すベースに、コントロールバルブ系のボディを配置する。

【0037】前記第一無段変速機構18は、対向面がトロイダル曲面に形成される一対の入力ディスク18a及び出力ディスク18bと、これら入出力ディスク18a、18bの対向面間に挟圧配置されると共にトルク伝達軸16に関し対称配置される一対のパワーローラ18c、18dと、これらパワーローラ18c、18dをそれぞれ傾転可能に支持する支持部材及び油圧アクチュエータとしてのサーボピストン（図3）を備える。第二無段変速機構20も同様、対向面がトロイダル曲面に形成される一対の入力ディスク20a及び出力ディスク20bと、一対のパワーローラ20c、20dと、その支持部材及びサーボピストン（図3）を備える。

【0038】トルク伝達軸16上において両無段変速機構18、20は、出力ディスク18b、20bが対向するように互いに逆向きに配置され、第一無段変速機構18の入力ディスク18a、20aは、トルクコンバータ12を経た入力トルクに応じた押圧力を発生するローディングカム装置34によって図中軸方向右側に向かって押圧される。

【0039】前記ローディングカム装置34は、ローディングカム34aを有し、スライドベアリング38を介し軸16に支持される。第一無段変速機構18の入力ディスク18a及び第二無段変速機構20の入力ディスク20aは、皿ばね40により図中軸方向左側に向かって押圧付勢されている。

【0040】各入力ディスク18a、20aは、ボール

スプライン24、26を介して伝達軸16に回転可能かつ軸方向に移動可能に支持される。

【0041】上記機構において、各パワーローラ20c、20dは後述する作動により変速比に応じた傾転角が得られるようにそれぞれ傾転され、入力ディスク18a、20aの入力回転を無段階（連続的）に変速して出力ディスク18b、20bに伝達する。

【0042】出力ディスク18b、20bは、トルク伝達軸16上に相対回転可能に嵌合された出力ギヤ28とスプライン結合され、伝達トルクは該出力ギヤ28を介し、出力軸（カウンタシャフト）30に結合したギヤ30aに伝達され、これらギヤ28、30aはトルク伝達機構32を構成する。また、出力軸30上に設けたギヤ52とこれらにそれぞれ噛合するアイドルギヤ54とよりなる伝達機構48を設け、出力軸50はこれをプロペラシャフト60に連結する。

【0043】[変速制御系の構成について] 上記パワーローラ18c、18d、20c、20dを変速比に応じた傾転角が得られるようにそれぞれ傾転させる変速制御系について、図3に示す概略図により説明する。

【0044】まず、各パワーローラ18c、18d、20c、20dは、トラニオン17a、17b、27a、27bの一端に支持されていて、パワーローラ回転軸線15a、15b、25a、25bを中心として回転自在であり、ディスク回転軸方向である左右方向に平行移動可能に支持される。つまり、ピボットシャフトレスのパワーローラ支持構造を採用している。このトラニオン17a、17b、27a、27bの他端部には、トラニオン17a、17b、27a、27bを軸方向に移動させて各パワーローラ18c、18d、20c、20dを傾転させる油圧アクチュエータとしてサーボピストン70a、70b、72a、72bが設けられている。

【0045】前記サーボピストン70a、70b、72a、72bを作動制御する油圧制御系として、ハイ側油室に接続されるハイ側油路74と、ロー側油室に接続されるロー側油路76と、ハイ側油路74を接続するポート78aとロー側油路76を接続するポート78bを有する変速制御弁78とが設けられている。前記変速制御弁78のライン圧ポート78cには、オイルポンプ80及びリリーフ弁82を有する油圧源からのライン圧が供給される。前記変速制御弁78の変速スプール78dは、トラニオン17aの軸方向及び傾転方向を検知し、変速制御弁78にフィードバックするレバー84及びプリセカム86と連動する。前記変速制御弁78の変速スリップ78eは、ステップモータ88により軸方向に変位するように駆動される。

【0046】前記ステップモータ88を駆動制御する電子制御系として、CVTコントローラ110が設けられ、このCVTコントローラ110には、スロットル開度センサ112、エンジン回転センサ114、入力軸回

転センサ116、出力軸回転センサ（車速センサ）118等からの入力情報が取り込まれる。

【0047】[パワーローラ支持構造について] 上記各パワーローラ18c、18d、20c、20dから代表として選んだパワーローラ18cの支持構造について、図1によりその構成を説明する。尚、他のパワーローラ18d、20c、20dについても同様の構造を採用する。

【0048】前記トラニオン17aは、一端部にパワーローラ収納部91が凹設され、該パワーローラ収納部91に対し、回転自在で、かつ、入出力ディスク18a、18bの回転軸方向である左右方向に沿って平行移動可能にパワーローラ18cを支持していると共に、パワーローラ回転軸線15aと直交する首振り軸線19aの周りに傾転可能である。このトラニオン17aには、潤滑油供給油路98が設けられ、その開口端がパワーローラ18cの外輪94に形成された軸心油路99に連通して配置されている。また、パワーローラ収納部91の平面部には軸受支持プレート95が固定されている。さらに、パワーローラ18cの左右方向移動量は、パワーローラ収納部91と外輪94との左右両端部での接触により移動範囲が規定されている。

【0049】前記パワーローラ18cは、入出力ディスク18a、18bに摩擦接触する内輪93と、該内輪93を回転可能に支持する外輪94と、前記内輪93と外輪94との間に介装された玉軸受92とを有して構成され、挟圧に伴い入出力ディスク18a、18bから前記内輪93に入力される押付力100を、玉軸受92を介して外輪94により受け止めようとしている。

【0050】前記外輪94と前記パワーローラ収納部91との間には、前後方向に作用する押付力100を支える上下一対の第一ころ軸受96a、（96a）と、首振り軸線19aである上下方向に作用する動力伝達力101を支える上下一対の第二ころ軸受96b、（96b）が、それぞれパワーローラ18cの左右方向に沿って配置されている。尚、97は第二ころ軸受96b、96bの隙間を管理するための調整シムである。

【0051】次に、作用効果を説明する。

【0052】[変速比制御作用] トロイダル型CVTは、パワーローラ18c、18d、20c、20dを傾転させることによって変速比を変える。つまり、ステップモータ88を回転させるとによって変速スリップ78eが変位すると、サーボピストン70a、70b、72a、72bの一方のサーボピストン室に作動油が導かれ、他方のサーボピストン室から作動油が排出され、パワーローラ18c、18d、20c、20dの回転中心がディスク18a、18b、20a、20bの回転中心に対してオフセットする。このオフセットによってパワーローラ18c、18d、20c、20dに傾転力が発生し、傾転角が変化する。この傾転運動およびオフセッ

トは、プリセスカム86及びレバー84を介して変速スプール78dに伝達され、ステップモータ88により変位する変速スリーブ78eとの釣り合い位置で静止する。尚、ステップモータ88は、CVTコントローラ90からの目標変速比が得られる駆動指令により変速スリーブ78eを変位させる。

【0053】[パワーローラの荷重支持作用とスライド作用] 動力伝達時、挟圧に伴い入出力ディスク18a、18bからパワーローラ18cの内輪93に入力される接触荷重は、玉軸受92を介して外輪94により受け止

められる。そして、外輪94とパワーローラ収納部91との間に配置された第一ころ軸受96a、96aにより、パワーローラ18cの前後方向に作用する押付力100が支えられる。さらに、外輪94とパワーローラ収納部91との間に配置された上下一對の第二ころ軸受96b、96bにより、パワーローラ18cの上下方向に作用する動力伝達力101が支えられる。

【0054】よって、パワーローラ18cに上下方向の動力伝達力101が作用しても第二ころ軸受96b、96bによりこの荷重が支えられ、上下荷重と同時に、パワーローラ18cに対し左右方向の荷重が作用しても、第二ころ軸受96b、96bが転がりながらの低い転がり抵抗によりパワーローラ18cが左右方向へ移動する。つまり、パワーローラ18cに上下方向の動力伝達力101が作用しても左右方向への円滑なパワーローラ18cの平行移動運動が確保される。

【0055】[効果] 上記のように、パワーローラ18cに上下方向の荷重が作用しても左右方向への円滑なパワーローラ18cの平行移動運動が確保されるため、入出力ディスク18a、18bの変形や、組立時に発生し得るミスアライメントが生じた際に、これらの位置ずれを吸収するための、パワーローラ18cの左右方向の平行移動を円滑に行うことが可能となり、パワーローラ18cに対して、入力ディスク18a側から作用する押付力と、出力ディスク18b側から作用する押付力を均等に保つことができる。よって、入力ディスク18a側からの押付力と、出力ディスク18b側の押付力とがアンバランスになり、入出力ディスク18a、18bとパワーローラ18cとの接触部で滑り等が発生することを抑制できる。

【0056】また、トラニオン17aにパワーローラ18cを支持するためのピボットシャフトを保持するための構造を設ける必要がないため、トラニオン17aの応力増加を防止でき、かつ、剛性も向上し、変形を抑制できる。そのため、入出力ディスク18a、18bとパワーローラ18cとの接触位置が設計値から大きくずれることが無くなり、偏荷重による面圧増大や、変形に伴う変速比の変化を減少させることができる。

【0057】(実施の形態2) 実施の形態2は請求項2に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機であ

る。

【0058】まず、構成を説明すると、この実施の形態2では、図4に示すように、外輪94を、外周面の上下部分に左右方向に延びる平面部94a、94aを持つ多角形状とし、パワーローラ収納部91に、この平面部94a、94aと対向する部分に左右方向に延びる平面部91a、91aを持つ形状とすることにより、2組の対向する平面部91a、94aを形成し、この2組の対向する平面部91a、94a間に調整シム97と共に第二ころ軸受96b、96bを配置した例である。尚、他の構成は、実施の形態1と同様であるので説明を省略する。

【0059】この実施の形態2にあっては、実施の形態1の作用効果に加え、対向する平面部91a、94aの左右方向長を延ばした分、第二ころ軸受96b、96bの本数を増加することが可能となり、第二ころ軸受96b、96bの本数を増加することにより、動力伝達力(上下方向荷重)に対する容量が増加する。

【0060】(実施の形態3) 実施の形態3は請求項3に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0061】まず、構成を説明すると、この実施の形態3は、図5に示すように、外輪94とパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aから離れた上下位置に、前後方向に作用する押付力100と上下方向に作用する動力伝達力101の両方を支える一對の共通ころ軸受96c、96cを、パワーローラ18cの左右方向に沿って傾斜配置した例である。尚、他の構成は、実施の形態1と同様であるので説明を省略する。

【0062】この実施の形態3にあっては、動力伝達時、挟圧に伴い入出力ディスク18a、18bからパワーローラ18cの内輪93に入力される接触荷重は、玉軸受92を介して外輪94により受け止められる。そして、外輪94とパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aから離れた上下位置に傾斜配置された一對の共通ころ軸受96c、96cにより、パワーローラ18cの前後方向に作用する押付力100と、パワーローラ18cの上下方向に作用する動力伝達力101が共に支えられる。

【0063】よって、パワーローラ18cに対し上下方向の動力伝達力101が作用しているときに左右方向の荷重が作用しても、共通ころ軸受96c、96cが転がりながらの低い転がり抵抗によりパワーローラ18cが左右方向へ移動し、円滑なパワーローラ18cの平行移動運動が確保され、実施の形態1の発明と同様の効果が得られる。

【0064】加えて、実施の形態1のように、上下方向の動力伝達力を支える第二ころ軸受96b、96bの隙間管理をする調整シム97が必要無くなると共に、軸受

10

20

30

40

50

部品を含めて部品点数が削減される。さらには、トラニオン17aに作用する荷重の作用点が、パワーローラ収納部91の平面部でなく、両端部になることにより、トラニオン17aの変形を減少させることができる。

【0065】(実施の形態4) 実施の形態4は請求項4に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0066】まず、構成を説明すると、この実施の形態4では、図6に示すように、外輪94を、パワーローラ回転軸15aから離れた上下位置に左右方向に延びる傾斜平面部94bを持つ多角形状とし、パワーローラ収納部91を、この傾斜平面部94bと対向する部分に左右方向に延びる傾斜平面部91bを持つ多角形状とすることにより、2組の対向する傾斜平面部91b、94bを形成し、この2組の対向する傾斜平面部91b、94b間に共通軸受96c、96cを配置した例である。尚、他の構成は、実施の形態3と同様であるので説明を省略する。

【0067】この実施の形態4にあっては、実施の形態3の作用効果に加え、対向する傾斜平面部91b、94bの左右方向長を延ばした分、共通軸受96c、96cの本数を増加することが可能となり、共通軸受96c、96cの本数を増加することで、押付力及び動力伝達力に対する支持容量が増加する。

【0068】(実施の形態5) 実施の形態5は請求項3、4に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0069】まず、構成を説明すると、実施の形態3、4では、図7に示すように、実施の形態1、2にみられた第一軸受96a、96aが無くなり、該部位に潤滑油を供給する必要が無くなった。このため、実施の形態5では、トラニオン17aに設けられた潤滑油供給油路98から、潤滑油供給管102を介して、パワーローラ18cの軸受部に直接潤滑油を供給するようにした例である。

【0070】これにより、実施の形態3、4の効果に加え、限られた潤滑油を、漏らすことなく効果的にパワーローラ18cに供給することが可能となり、油膜切れによる損傷が抑えられ、パワーローラ18cの耐久性が大幅に向上する。

【0071】(実施の形態6) 実施の形態6は請求項5に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0072】まず、構成を説明すると、この実施の形態6は、図8に示すように、外輪94とパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aに近い上下位置に、前後方向に作用する押付力100と上下方向に作用する動力伝達力101の両方を支える一対の共通軸受96d、96dを、パワーローラ18cの左右方向に沿って傾斜配置した例である。尚、他の構成

は、実施の形態1と同様であるので説明を省略する。

【0073】この実施の形態6にあっては、動力伝達時、挟圧に伴い入出力ディスク18a、18bからパワーローラ18cの内輪93に入力される接触荷重は、玉軸受92を介して外輪94により受け止められる。そして、外輪94とパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aに近い上下位置に傾斜配置された一対の共通軸受96d、96dにより、パワーローラ18cの前後方向に作用する押付力100と、パワーローラ18cの上下方向に作用する動力伝達力101が共に支えられる。

【0074】さらに、傾斜配置の共通軸受96d、96dを、パワーローラ回転軸15aに近い上下位置に対称配置した構造であるため、パワーローラ18cの内輪93と外輪94との間に配置される玉軸受92の、外輪94側の溝背面部94aの肉厚を厚くすることが可能となり、玉軸受92の耐久性が向上する。

【0075】(実施の形態7) 実施の形態7は請求項5に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0076】まず、構成を説明すると、実施の形態5では、図9に示すように、実施の形態1、2にみられた第一軸受96a、96aが無くなり、該部位に潤滑油を供給する必要が無くなった。このため、実施の形態7では、トラニオン17aに設けられた潤滑油供給油路98から、潤滑油供給管102を介して、パワーローラ18cの軸受部に直接潤滑油を供給するようにした例である。

【0077】これにより、実施の形態5の効果に加え、限られた潤滑油を、漏らすことなく効果的にパワーローラ18cに供給することが可能となり、油膜切れによる損傷が抑えられ、パワーローラ18cの耐久性が大幅に向上する。

【0078】(実施の形態8) 実施の形態8は請求項6に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0079】まず、構成を説明すると、図10に示すように、後述する無軸外輪94'と、トラニオン17aのパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aから離れた上下位置に、前後方向に作用する押付力100と上下方向に作用する動力伝達力101の両方を支える一対の共通軸受96c、96cを、パワーローラ18cの左右方向に沿って傾斜配置している(図5の実施の形態3と同様)。

【0080】そして、玉軸受92'の内輪軌道との接触点と外輪軌道との接触点とを結ぶ接触線Cが、パワーローラ内輪に作用するラジアル荷重(径方向荷重)を玉軸受92'で受け持つように前後方向から外向きにずらした傾斜設定とされ、かつ、パワーローラ外輪が、内輪に作用するラジアル荷重を支持する軸部を廃止した無軸外

輪94'とされ、かつ、パワーローラ内輪が、軸部貫通穴を有さない中実内輪93'とされる。ここで、接触線Cをずらす具体的な構成は、特開平9-125288号公報に記載されているように、玉軸受92'の両軌道に対する接触点がずれるように内輪軌道と外輪軌道の溝形状を決定することでなされる。さらに、接触線Cの傾斜方向は、ラジアル荷重を玉軸受92'で受け持つ設定であれば、その方向は、前後方向から外向きにずらした設定に限らず、内向きにずらした設定等、そのずらし方向には限定されない。

【0081】なお、図10において、98は潤滑油供給路、102は潤滑油供給管、103は外輪軸心油路である。

【0082】次に、作用効果を説明する。無軸外輪94'とパワーローラ収納部91との間であって、パワーローラ回転軸15aから離れた上下位置に、前後方向に作用する押付力100と上下方向に作用する動力伝達力101の両方を支える一対の共通ころ軸受96c、96cを、パワーローラ18cの左右方向に沿って傾斜配置したため、傾斜配置された一対の共通ころ軸受96c、96cにより、パワーローラ18cの前後方向に作用する押付力100と、パワーローラ18cの上下方向に作用する動力伝達力101が共に支えられ、パワーローラ18cに対し上下方向の動力伝達力101が作用しているときに左右方向の荷重が作用しても、共通ころ軸受96c、96cが転がりながらの低い転がり抵抗によりパワーローラ18cが左右方向へ移動し、円滑なパワーローラ18cの平行移動運動が確保される。

【0083】また、一対の共通ころ軸受96c、96cを採用したことにより、実施の形態3と同様に、実施の形態1に比べ、上下方向の動力伝達力を支える第二ころ軸受96b、96bの隙間管理をする調整シム97が必要無くなると共に、軸受部品を含めて部品点数が削減される。さらには、トラニオン17aに作用する荷重の作用点が、パワーローラ収納部91の平面部でなく、両端部になることにより、トラニオン17aの変形を減少させることができる。

【0084】加えて、パワーローラ内輪に作用するラジアル荷重を玉軸受92'で受け持つように接触線Cを傾斜設定としたことで、パワーローラ外輪が無軸外輪94'とされ、かつ、パワーローラ内輪が中実内輪93'とされる。このため、パワーローラ外輪加工において、玉軸受92'の軌道面と軸部貫通穴とを同時に加工する難加工を廃止することができる。また、パワーローラ内輪を中実内輪93'としたため、内輪の強度耐久性が大幅に向上すると共に、パワーローラ内輪を中実内輪93'とすることで内輪の変形が抑制されるため、パワーローラ18cの中実内輪93'と無軸外輪94'との間に配置される玉軸受92'の耐久性が向上する。また、パワーローラ外輪を無軸外輪94'としたため、図1～

図9に示す実施の形態のような、外輪94の軸部と内輪93の軸部貫通穴との間に配設されていたころ軸受や、外輪94の軸部の先端側に設けていたワッシャとスナップリングが廃止され、部品点数の削減と加工工数の削減により、パワーローラ18cのコストを低下させることができる。

【0085】(実施の形態9) 実施の形態9は請求項7に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

10 【0086】まず、構成を説明すると、この実施の形態9は、図11に示すように、実施の形態1～7における内輪93の軸部貫通穴を廃止した形状による実施の形態8の中実内輪93'に代え、ワッシャとスナップリングを設けるための平面部を確保する必要がないことに伴い、前後方向の厚みを増し、入出力ディスク18a、18bに接触する球面部の面積を拡大したドーム形状による中実内輪93'とした例である。なお、他の構成は実施の形態8と同様であるので説明を省略する。

20 【0087】これにより、実施の形態8の効果に加え、内輪単体としての強度耐久性が向上すると共に、入出力ディスク18a、18bとの狭圧によるパワーローラ18cの変形が小さく抑えられるため、パワーローラ18cの中実内輪93'と無軸外輪94'との間に配置される玉軸受92'の耐久性を向上させることができる。

【0088】(実施の形態10) 実施の形態10は請求項8に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

30 【0089】まず、構成を説明すると、この実施の形態10は、図12に示すように、中実内輪93'に形成した油溜め凹部と無軸外輪94'の平面部との間に潤滑油溜め104を設け、トラニオン17aから潤滑油供給管102及び外輪軸心油路103を介して供給される潤滑油を、潤滑油溜め104を経由して玉軸受92'に導く潤滑構造とされる。なお、他の構成は実施の形態9と同様であるので説明を省略する。

40 【0090】これにより、実施の形態9の効果に加え、潤滑油溜め104により十分な油量を確保しながら潤滑油が効果的に玉軸受92'に導かれるため、パワーローラ18cの中実内輪93'と無軸外輪94'との間に配設される玉軸受92'の耐久性を向上させることができる。

【0091】(実施の形態11) 実施の形態11は請求項9に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

50 【0092】まず、構成を説明すると、この実施の形態11は、図13に示すように、中実内輪93'に形成した油溜め凹部と無軸外輪94'に形成した油溜め凸部との間の空間を、潤滑油溜め104'としたものである。なお、油溜め凸部により外輪軸心油路103が長くなるのを除き、他の構成は実施の形態9と同様であるの

で説明を省略する。

【0093】これにより、実施の形態9の効果に加え、パワーローラ18cの無軸外輪94'の剛性が向上することによりパワーローラ18cの変形が小さく抑えられるため、パワーローラ18cの中実内輪93"と無軸外輪94'との間に配設される玉軸受92'の耐久性を向上させることができる。

【0094】(実施の形態12) 実施の形態12は請求項10に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0095】まず、構成を説明すると、この実施の形態12は、図14に示すように、外輪軸心油路を、前後方向に対して傾斜角を持たせた外輪傾斜油路103'としたものである。なお、他の構成は実施の形態11と同様であるので説明を省略する。

【0096】よって、この潤滑油の供給圧力(供給流量)が十分でない場合でも、外輪傾斜油路103'の傾斜方向を、ユニット下側に向けることにより重力を利用した潤滑油の供給が可能となる。

【0097】これにより、実施の形態11の効果に加え、潤滑油の供給圧力が十分でなかったり、温度により潤滑油の粘性が高い場合でも、確実に玉軸受92'に潤滑油を供給することができる。

【0098】(実施の形態13) 実施の形態13は請求項11に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0099】まず、構成を説明すると、この実施の形態13は、図15及び図16に示すように、潤滑油溜め104'を構成する無軸外輪94'に形成した油溜め凸部に、玉軸受92'の負荷の大きな上下方向領域及び左右方向領域に潤滑油を導く潤滑油案内溝105(潤滑油案内構造)を設けたものである。なお、他の構成は実施の形態11と同様であるので説明を省略する。

【0100】よって、トラニオン17aの潤滑油供給路98からの潤滑油は、潤滑油供給管102及び外輪軸心油路103を経由し、潤滑油溜め104'に設けられた潤滑油案内溝105を介して、玉軸受92'の負荷の大きな領域、つまり、動力伝達力を受ける上下方向領域と、押付力を受ける左右方向領域に潤滑油が導かれる。

【0101】これにより、実施の形態11の効果に加え、潤滑油案内溝105による潤滑油の分配により、パワーローラ18cの中実内輪93"と無軸外輪94'との間に配設される玉軸受92'の耐久性をさらに向上させることができる。

【0102】(実施の形態14) 実施の形態14は請求項12に記載の発明に対応するトロイダル型無段変速機である。

【0103】まず、構成を説明すると、この実施の形態14は、図17に示すように、中実内輪93"に形成した油溜め凹部を有する潤滑油溜め104に潤滑油を導く

外輪軸心油路103に、その開口端が油溜め凹部に近接する潤滑油供給管106(第2潤滑油供給管)を設けものである。他の構成は図12に示す実施の形態10と同様であるので説明を省略する。

【0104】よって、玉軸受92'の潤滑に際し、トラニオンの潤滑油供給路98から供給された潤滑油は、潤滑油供給管102(第1潤滑油供給管)、外輪軸心油路103及び潤滑油供給管106を介し、潤滑油供給管106の開口端に近接する中実内輪93"の油溜め凹部に向かつて供給され、油溜め凹部の内面に沿って潤滑油が確実にパワーローラ18cの中実内輪93"に供給される。

【0105】これにより、実施の形態10の効果に加え、中実内輪93"の回転に伴い、潤滑油をパワーローラ18cの中実内輪93"と無軸外輪94'との間に配設される玉軸受92'の全体に確実に供給することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施の形態1のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図2】実施の形態1のトロイダル型無段変速機を示す全体システム図である。

【図3】実施の形態1のトロイダル型無段変速機を示す変速制御系システム図である。

【図4】実施の形態2のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図5】実施の形態3のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図6】実施の形態4のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図7】実施の形態5のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図8】実施の形態6のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図9】実施の形態7のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図10】実施の形態8のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図11】実施の形態9のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図12】実施の形態10のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図13】実施の形態11のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図14】実施の形態12のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図15】実施の形態13のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図16】実施の形態13のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ外輪を示す図である。

【図17】実施の形態14のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

【図18】従来のトロイダル型無段変速機におけるパワーローラ支持構造を示す断面図である。

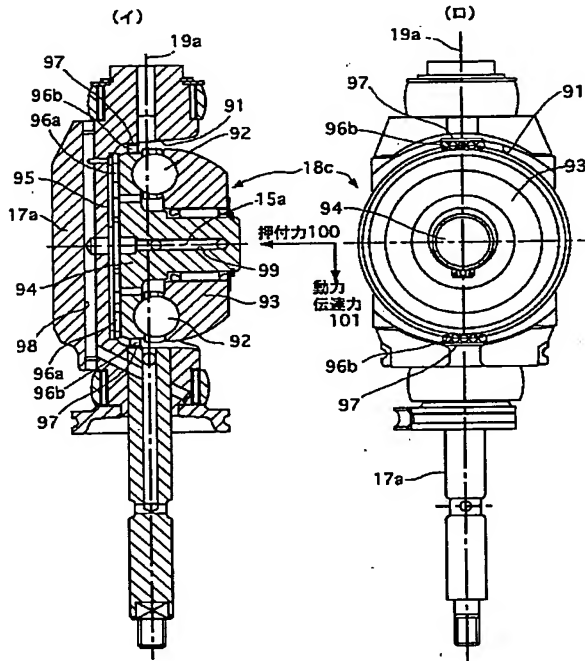
【符号の説明】

15a パワーローラ回転軸
17a トラニオン
18a 入力ディスク
18b 出力ディスク
18c, 18d パワーローラ
19a 傾転軸
91 パワーローラ収納部

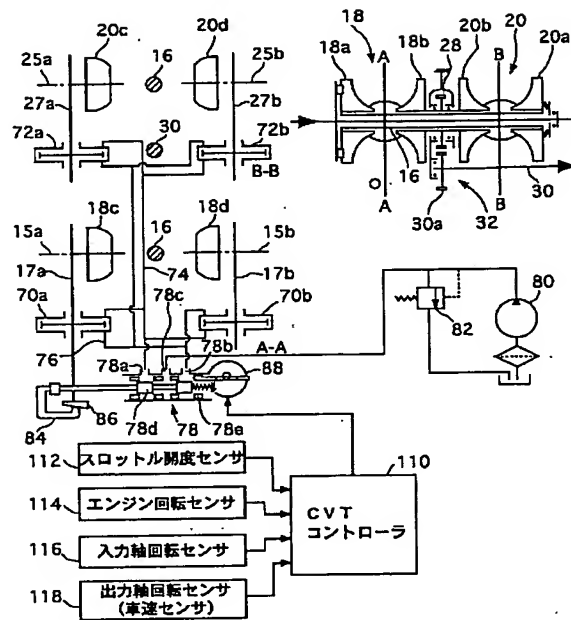
* 92, 92' 玉軸受
93 内輪
93', 93" 中実内輪
94 外輪
94' 無軸外輪
96a 第一ころ軸受
96b 第二ころ軸受
100 押付力
101 動力伝達力
10 96c 共通ころ軸受
96d 共通ころ軸受

*

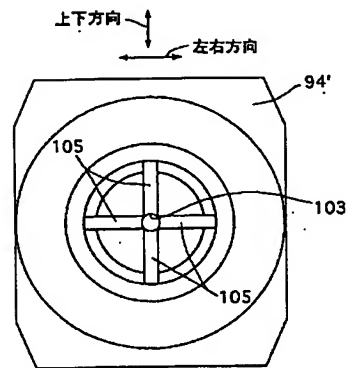
【図1】



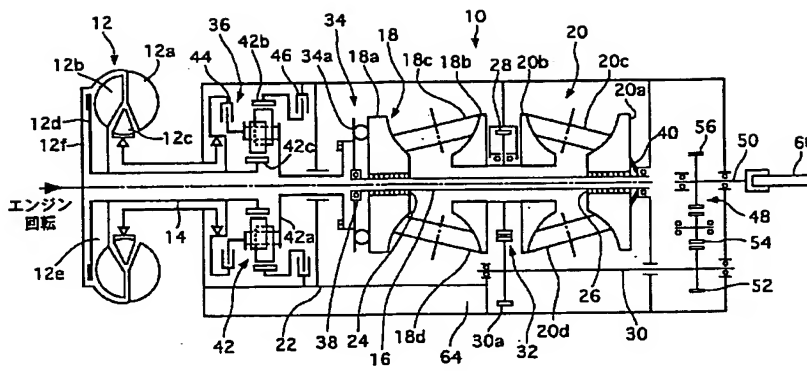
【図3】



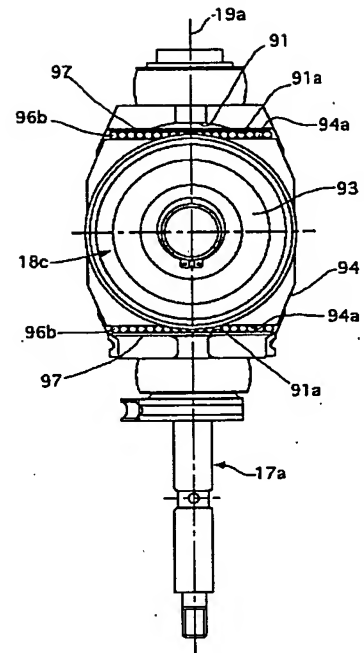
【図16】



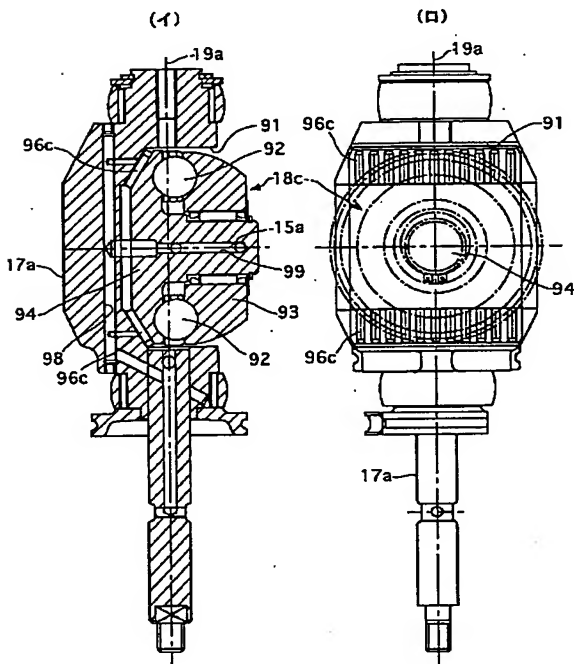
【図2】



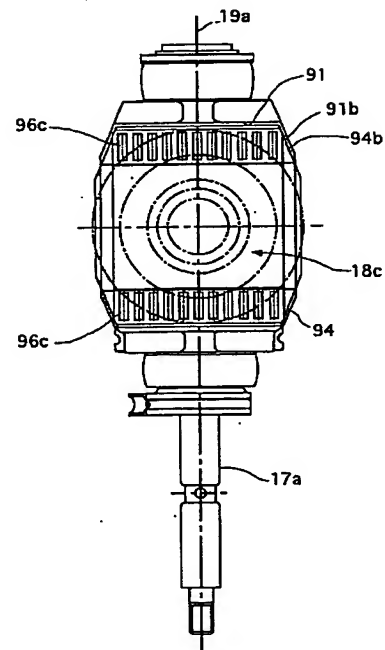
【図4】



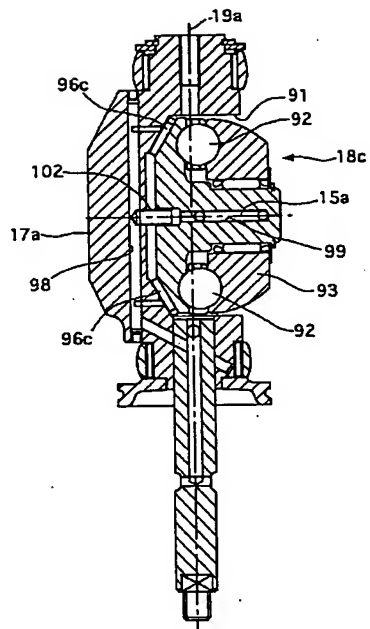
【図5】



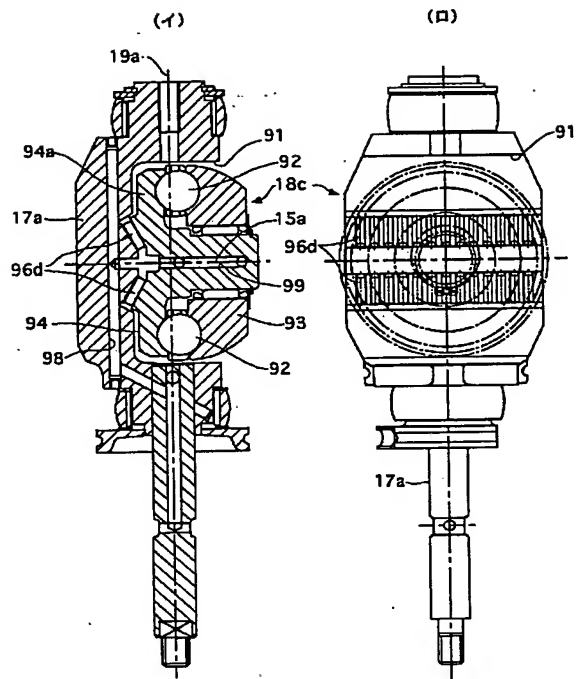
【図6】



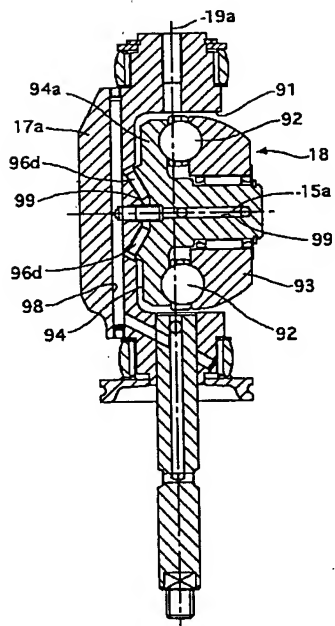
【図7】



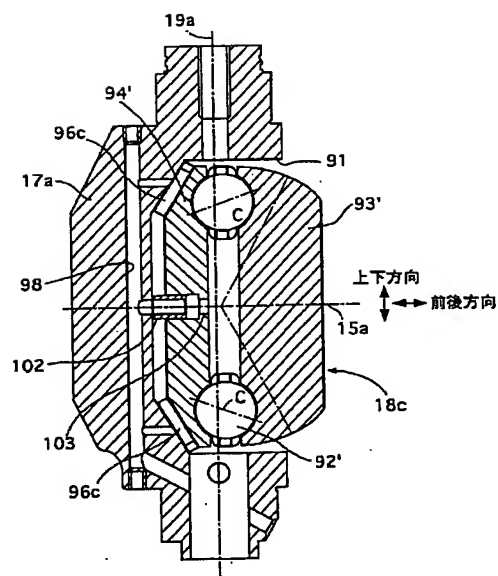
【図8】



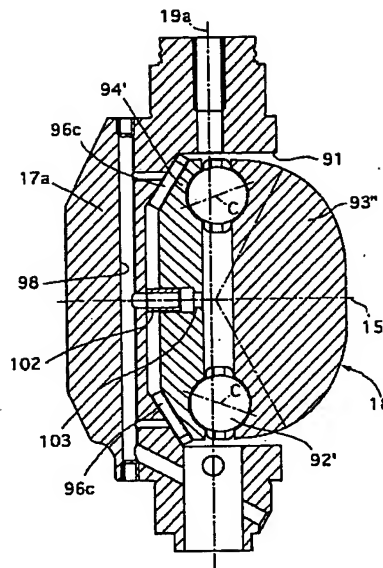
【図9】



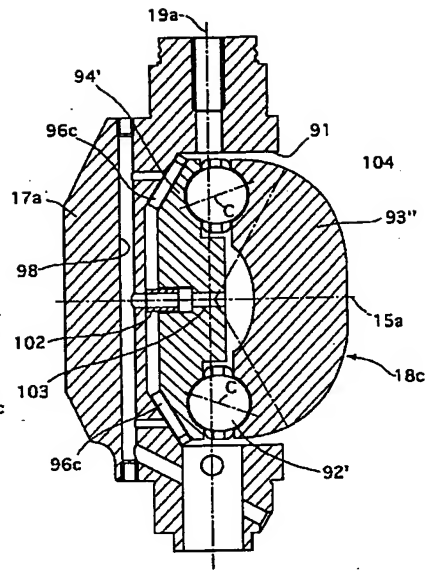
【図10】



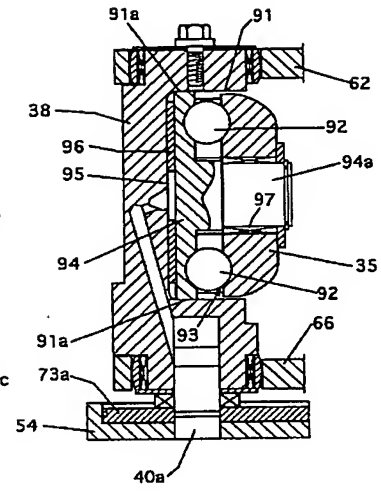
【図11】



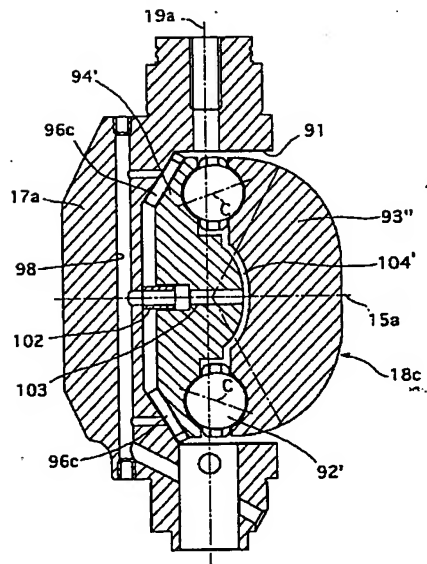
【図12】



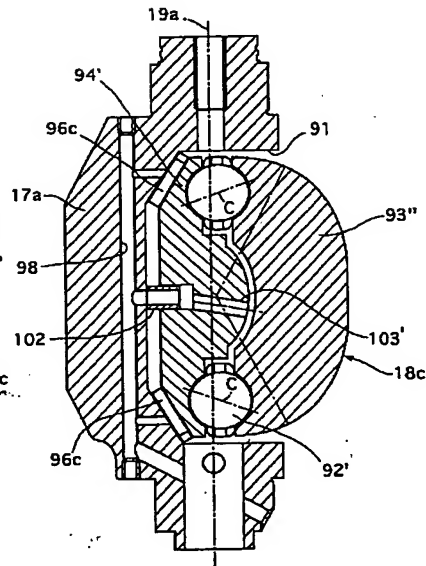
【図18】



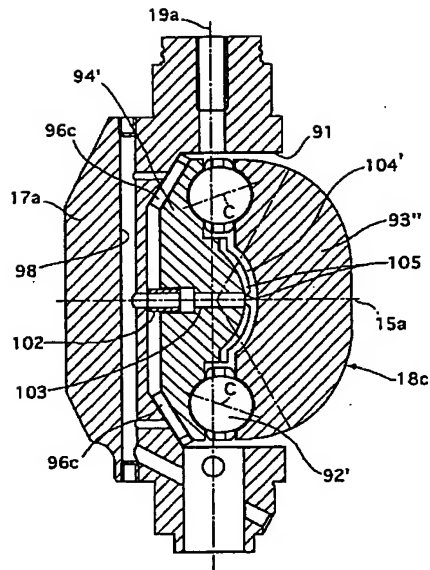
【図13】



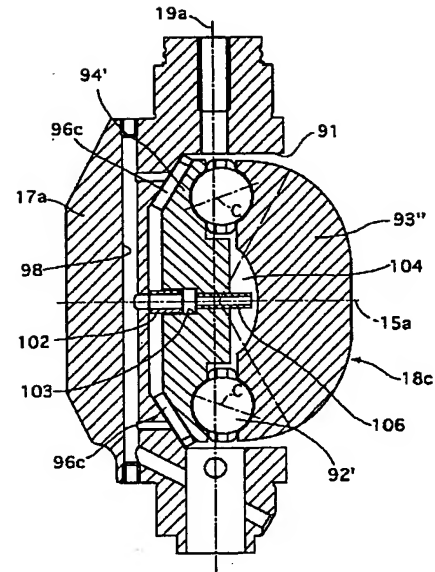
【図14】



【図15】



【図17】



フロントページの続き

(72)発明者 久村 春芳
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内
 (72)発明者 忍足 俊一
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内

(72)発明者 渡辺 純
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内
 Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BD02 BE09 CA05
 CB07 ED08 ED20 FA02

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.